



for construction machine further comprises means (40B) for controlling the revolution speed of the prime mover (20) depending on the control input of an operating means (14a), and means (40A) for controlling input torque (T2) of the hydraulic pump (10) depending on the difference (ΔN) between an actual revolution speed (N_r) detected by the revolution speed detecting means (31) and a controlled revolution speed (N_θ) due to operation of the operating means (14a). The input torque control means (40A) controls the input torque (T2) to decrease when the controlled revolution speed (N_θ) is higher than the actual revolution speed (N_r) and the difference (ΔN) is not smaller than a specified value (N_2).

(57) 要約:

本発明は、原動機（20）により駆動される可変容量油圧ポンプ（10）と、この油圧ポンプ（10）からの吐出油により駆動される油圧アクチュエータ（5）と、原動機（20）の実回転数（ N_r ）を検出する回転数検出手段（31）とを有する建設機械の制御装置において、操作手段（14a）の操作量に応じて原動機（20）の回転数を制御する原動機制御手段（40B）と、回転数検出手段（31）により検出された実回転数（ N_r ）と操作手段（14a）の操作による制御回転数（ N_θ ）との偏差（ ΔN ）に応じて油圧ポンプ（10）の入力トルク（T2）を増減する入力トルク制御手段（40A）とを備え、入力トルク制御手段（40A）が、制御回転数（ N_θ ）が実回転数（ N_r ）より大きく、かつ、その偏差（ ΔN ）が所定値（ N ）上のとき、入力トルク（T2）を減少するような制御を行う。

明細書

建設機械の制御装置、および入力トルク演算方法

技術分野

本発明は、建設機械の原動機に作用する入力トルクを制御する建設機械の制御装置、および入力トルク演算方法に関する。

背景技術

エンジンにより駆動される可変容量油圧ポンプからの吐出油によって駆動される走行用油圧モータを備え、例えば走行ペダルの操作に応じて油圧モータに導かれる圧油量を制御して車両を走行させるとともに、走行ペダルの操作に応じてエンジン回転数も制御可能とした建設機械が知られている（例えば特許第2633095号公報）。

上記公報記載の建設機械では、以下のようなスピードセンシングによる入力トルク制御を行う。すなわち、回転数センサにより検出される実際のエンジン回転数と、エンジンのガバナレバー位置に対応した目標回転数との偏差からエンジンストールを防止するための目標トルクを演算し、この目標トルクから目標ポンプ傾転角を求めてポンプ傾転角を制御する。目標トルクの演算にあたっては、入力トルクが増加する方向の制御のみ行い、入力トルクが減少する方向の制御を行わない。これにより油圧ポンプの傾転角は所定値以上に保持され、スムーズな加速性を確保することができる。

ところで、近年、黒煙の発生を抑えるために排ガス対応のエンジンが使用される。排ガス対応のエンジンとは、エンジンの全負荷性能曲線における低回転側のエンジン出力トルクを従来のものに比べて小さくしたものである。より具体的にはエンジンの最高出力トルクを高回転側にシフトするとともに、低回転域から中回転域のトルクライズを小さくし、中回転域から高回転域のトルクライズを大きくしたものである。これにより低回転側の燃料消費が抑えられ、黒煙の発生が抑制される。

このような排ガス対応のエンジンを用いた場合に上記公報記載の入力トルク制御を行うと、次のような問題が発生する。すなわち、上記公報記載の建設機械では、入力トルクを減少させる制御を行わないので、走行開始時や登坂走行時等、走行負荷が増加した場合に入力トルクがエンジン出力トルクを上回り、エンジンストールを引き起こすおそれがある。

発明の開示

本発明の目的は、排ガス対応のエンジンに用いて好適な建設機械の制御装置、および入力トルク演算方法を提供することにある。

本発明は、原動機により駆動される可変容量油圧ポンプと、この油圧ポンプからの吐出油により駆動される油圧アクチュエータと、原動機の実回転数を検出する回転数検出手段とを有する建設機械に適用される。そして、この制御装置は、操作手段の操作量に応じて原動機の回転数を制御する原動機制御手段と、回転数検出手段により検出された実回転数と操作手段の操作による制御回転数との偏差に応じて油圧ポンプの入力トルクを増減する入力トルク制御手段とを備え、制御回転数が実回転数より大きく、かつ、その偏差が所定値以上のとき、入力トルクを減少するような制御を行う。

また、本発明による建設機械の制御装置は、操作手段の操作量に応じて原動機の回転数を制御する原動機制御手段と、回転数検出手段により検出された実回転数と操作手段の操作による制御回転数との偏差に応じて油圧ポンプの入力トルクを増減する入力トルク制御手段とを備え、制御回転数が実回転数より大きく、かつ、その偏差が所定値以上のとき、偏差が前記所定値未満のときより入力トルクを大きく減少するような制御を行う。

これにより、エンジンストールを防止することができるとともに、良好な加速性を得ることができ、排ガス対応のエンジンに用いて好適である。

制御回転数が実回転数より大きく、かつ、その偏差が所定値未満のときは、入力トルクの増減量を0にすることが好ましい。制御回転数が実回転数より大きく、かつ、その偏差が所定値以上のときの入力トルクの変化率を、制御回転数が実回転数よりも小さいときの入力トルクの変化率よりも大きくしてもよい。

油圧アクチュエータを走行用油圧モータとし、操作手段を走行ペダルとして構成することができる。非走行時の入力トルクを走行時の入力トルクより大きく減少させてもよい。

本発明はホイール式油圧ショベルに適用することが好ましい。

原動機の制御回転数と実回転数の偏差に応じた基準トルクを演算し、制御回転数が実回転数よりも大きく、かつ、その偏差が所定値以下のときは補正トルクを 0、偏差が所定値以上のときは補正トルクを負の値とし、この補正トルクに基準トルクを加算して入力トルクを演算してもよい。

図面の簡単な説明

図 1 は、本発明の実施の形態に適用されるホイール式油圧ショベルの外観を示す図。

図 2 は、本発明の実施の形態に係わる制御装置の油圧回路を示す図。

図 3 は、可変容量油圧ポンプの $P-q$ 線図。

図 4 は、本発明の実施の形態に適用されるエンジンの全負荷性能曲線を示す図。

図 5 は、本発明の実施の形態に係わる制御装置のブロック図。

図 6 は、入力トルクの制御回路の詳細を説明する図。

図 7 は、エンジン回転数の制御回路の詳細を説明する図、

図 8 は、エンジン回転数の制御手順を示すフローチャート。

図 9 は、本発明の実施の形態に係わる制御装置による動作特性を示す図。

発明を実施するための最良の形態

以下、図 1～図 9 を参照して本発明による建設機械の制御装置をホイール式油圧ショベルに適用した一実施の形態を説明する。

図 1 に示すように、ホイール式油圧ショベルは、走行体 1 と、走行体 1 の上部に旋回可能に搭載された旋回体 2 とを有する。旋回体 2 には運転室 3 とブーム 4 a、アーム 4 b、バケット 4 c からなる作業用フロントアタッチメント 4 が設けられている。ブーム 4 a はブームシリンダ 4 d の駆動により起伏し、アーム 4 b はアームシリンダ 4 e の駆動により起伏し、バケット 4 c はバケットシリンダ 4

f の駆動によりクラウドまたはダンプする。走行体 1 には油圧駆動による走行用油圧モータ 5 が設けられ、走行モータ 5 の回転はプロペラシャフト、アクスルを介して車輪 6 (タイヤ) に伝達される。

走行用および作業用の油圧回路を図 2 に示す。可変容量型油圧ポンプ 10 は、制御弁 11 を介して油圧モータ 5 に接続され、制御弁 12 を介して油圧シリンダ (例えばブームシリンダ 4 d) に接続されている。制御弁 11 のパイロットポートは前後進切換弁 13 を介してパイロットバルブ 14 に接続され、制御弁 12 のパイロットポートはパイロットバルブ 15 に接続されている。

前後進切換バルブ 13 は図示しないスイッチにより切り換えられ、パイロットバルブ 14 は走行ペダル 14 a の操作量に応じて駆動される。スイッチ操作により前後進切換バルブ 13 を前進位置または後進位置に切り換え、走行ペダル 14 a を操作すると、制御弁 11 には油圧源 16 からのパイロット圧が作用する。これにより制御弁 11 が駆動されて油圧ポンプ 10 からの圧油が油圧モータ 5 に供給され、油圧モータ 5 の回転により車両を前進または後進させることができる。

一方、パイロットバルブ 15 は操作レバー 15 a の操作量に応じて駆動される。操作レバー 15 a を操作すると、制御弁 12 には油圧源 17 からのパイロット圧が作用する。これにより制御弁 12 が駆動されて油圧ポンプ 10 からの圧油がブームシリンダ 4 d に供給され、ブームシリンダ 4 d の駆動により掘削作業等を行うことができる。

油圧ポンプ 10 はエンジン 20 によって駆動され、ポンプ傾転角 q_p はレギュレータ 30 により変更される。レギュレータ 30 にはポンプ吐出圧力がフィードバックされ、馬力制御が行われる。馬力制御とは図 3 に示すようないわゆる $P-q_p$ 制御である。これと同時に本実施の形態では、後述するようにスピードセンシングを行って入力トルクを演算し、この入力トルクに応じてポンプ傾転角 p_q を制御する。これにより図 3 の矢印に示すように入力トルクが増減される。

本実施の形態では、黒煙の発生を抑制するために排ガス対応のエンジンが用いられる。図 4 はエンジンの全負荷性能曲線を示す特性図であり、排ガス対応のエンジン特性を実線で、排ガス対応でないエンジン特性を点線で示す。排ガス対応のエンジンとは、図 4 に示すように、低回転側の出力トルク T を小さくしたも

のである。より具体的には最高出力トルクを高回転側にシフトさせるとともに、低回転域から中回転域のトルクライズを小さくし、中回転域から高回転域のトルクライズを大きくしたものである。このような特性のエンジンを用いることで低回転側の燃料消費が抑えられ、黒煙の発生が抑制される。

図5は、本実施の形態に係わる制御装置のブロック図である。エンジン20のガバナレバー21は、リンク機構22を介してパルスモータ23に接続され、パルスモータ23の回転によりエンジン回転数が制御される。すなわちパルスモータ23の正転でエンジン回転数が上昇し、逆転で低下する。このパルスモータ23の回転はコントローラ40からの制御信号により後述するように制御される。ガバナレバー21にはリンク機構22を介してポテンシオメータ24が接続され、ポテンシオメータ24によりエンジン20の回転数に応じたガバナレバー角度を検出し、エンジン制御回転数 N_{θ} としてコントローラ40に入力される。

さらにコントローラ40には、エンジン20の実回転数 N_r を検出する回転数センサ31と、ブレーキスイッチ32と、前後進切換弁13の切換位置を検出する位置センサ33と、エンジン回転数指令用の操作部材である燃料レバー34の操作量 X を検出する検出器35と、走行ペダル14aの操作量に応じたパイロット圧力 P_t を検出する圧力センサ36が接続されている。

ブレーキスイッチ32は走行、作業および駐車位置に切り換えられて作業／走行信号を出力する。走行位置に切り換えられると駐車ブレーキを解除し、ブレーキペダルによりサービスブレーキの作動を許容する。作業位置に切り換えられると駐車ブレーキとサービスブレーキを作動する。駐車位置に切り換えられると駐車ブレーキを作動する。走行位置に切り換えられるとブレーキスイッチ32はオン信号を出力し、作業および駐車位置に切り換えられるとオフ信号を出力する。

コントローラ40は、入力トルクを制御するトルク制御部40Aとエンジン回転数を制御する回転数制御部40Bとを有する。図6は、トルク制御部40Aの詳細を説明する概念図である。

トルク制御部40Aは、エンジン実回転数 N_r と制御回転数 N_{θ} の偏差 ΔN を演算する偏差演算部41と、基準トルク T_{B1} 、 T_{B2} をそれぞれ演算する基準トルク演算部42、43と、補正トルク ΔT_1 、 ΔT_2 をそれぞれ演算する補正トル

ク演算部 44, 45 と、係数をそれぞれ演算する係数演算部 46, 47 と、補正トルク ΔT_1 , ΔT_2 と係数をそれぞれ乗じる乗算部 48, 49 と、乗算後の補正トルク ΔT_1 , ΔT_2 と基準トルク T_{B1} , T_{B2} をそれぞれ加算して目標入力トルク T_1 , T_2 を演算する加算部 50, 51 と、目標入力トルク T_1 , T_2 の一方を選択する選択部 52 と、選択した目標入力トルク T_1 または T_2 に制御するための制御信号 i を出力する変換部 53 とを有する。

基準トルク演算部 42 と補正トルク演算部 44 と係数演算部 46 にはそれぞれ作業に適した特性が設定され、基準トルク演算部 43 と補正トルク演算部 45 と係数演算部 47 にはそれぞれ走行に適した特性が設定される。

トルク制御部 40A における演算について詳細に説明する。

偏差演算部 41 は、回転数センサ 31 で検出されたエンジン実回転数 N_r とポテンシオメータ 24 で検出された制御回転数 N_θ との偏差 $\Delta N (= N_r - N_\theta)$ を演算し、この偏差 ΔN は補正トルク演算部 44, 45 にそれぞれ入力される。各補正トルク演算部 44, 45 には、図示のように偏差 ΔN と補正トルク ΔT_1 , ΔT_2 の関係が予め記憶されており、この特性から偏差 ΔN に応じた補正トルク ΔT_1 , ΔT_2 をそれぞれ演算する。

補正トルク演算部 44 の特性によれば、偏差 ΔN が正のとき補正トルク ΔT_1 も正であり、偏差 ΔN の増加に伴い補正トルク ΔT_1 は比例的に増加する。偏差 ΔN が負のとき補正トルク ΔT_1 も負であり、偏差 ΔN の減少に伴い補正トルク ΔT_1 は比例的に減少 ($|\Delta T_1|$ は増加) する。この場合、偏差 ΔN が正のときの特性の傾きは、偏差 ΔN が負のときの特性の傾きに等しい。

一方、補正トルク演算部 45 の特性によれば、偏差 ΔN が正のとき補正トルク ΔT_2 も正であり、偏差 ΔN の増加に伴い補正トルク ΔT_2 は比例的に増加する。これに対して偏差 ΔN が負のときは、偏差 ΔN が 0 から所定値 N_2 までは補正トルク ΔT_2 は 0 であり、偏差 ΔN が所定値 N_2 より小さくなると偏差 ΔN の減少に伴い補正トルク ΔT_2 は比例的に減少する。偏差 ΔN が所定値 N_2 より小さいときの特性の傾きは、偏差 ΔN が正のときの特性の傾きより急である。

各基準トルク演算部 42, 43 には、図示のように制御回転数 N_θ と基準トルク T_{B1} , T_{B2} の関係が予め記憶され、この特性から制御回転数 N_θ に応じた基準

トルク T_{B1} 、 T_{B2} をそれぞれ演算する。各係数演算部 46、47 には、図示のように制御回転数 N_{θ} に対して係数が比例的に増加する特性が予め記憶され、この特性から制御回転数 N_{θ} に応じた係数を演算する。各乗算部 48、49 は、補正トルク演算部 44、45 で演算された補正トルク ΔT_1 、 ΔT_2 に係数演算部 46、47 で演算された係数を乗じる。

各加算部 50、51 は、乗算部 48、49 で乗算された補正トルク ΔT と基準トルク演算部 42、43 で演算された基準トルク T_{B1} 、 T_{B2} をそれぞれ加算し、目標入力トルク T_1 、 T_2 を演算する。

選択部 52 は、ブレーキスイッチ 32 と位置センサ 33 と圧力センサ 36 からの信号により車両走行か否かを判定する。すなわち、ブレーキスイッチ 32 がオフし、かつ、前後進切換弁 13 が中立位置以外にあり、かつ、走行ペダル 14a の操作によるパイロット圧 P_t が所定値以上のとき車両走行と判定し、これ以外の条件では車両非走行と判定する。そして、車両走行時には目標入力トルク T_2 を選択し、車両非走行時（例えば作業時）には目標入力トルク T_1 を選択する。

変換部 53 は、選択された目標入力トルク T_1 または T_2 に応じた制御信号 i を演算する。図示は省略するが、ポンプレギュレータ 30 には傾転角調整用シリンダとこのシリンダへの圧油の流れを制御する電磁弁が設けられ、この電磁弁に変換部 53 からの制御信号 i が出力される。これによりポンプ傾転角 q_p が変更され、入力トルクが目標入力トルク T_1 または T_2 に制御される。

図 7 は、回転数制御部 40B の詳細を説明する概念図である。目標回転数演算部 61 には、図示のように検出器 35 による検出値 X と目標回転数 N_x の関係が予め記憶されており、この特性から燃料レバー 34 の操作量に応じた目標回転数 N_x を演算する。目標回転数演算部 62 には、図示のように圧力センサによる検出値 P_t と目標回転数 N_t の関係が予め記憶されており、この特性から走行ペダル 14a の操作量に応じた目標回転数 N_t を演算する。

この場合、各目標回転数演算部 61、62 の特性とも、操作量の増加に伴い目標回転数 N_x 、 N_t がアイドル回転数 N_i から直線的に増加している。目標回転数演算部 61 の最大目標回転数 $N_{x\max}$ はエンジン 20 の最高回転数よりも低く設定され、目標回転数演算部 62 の最大目標回転数 $N_{t\max}$ はエンジン 20 の最

高回転数にほぼ等しく設定されている。したがって最大目標回転数 N_{tmax} は最大目標回転数 N_{xmax} よりも大きい。

選択部 63 は、目標回転数演算部 61、62 で演算された目標回転数 N_x 、 N_t のうち大きい方の値を選択する。サーボ制御部 64 は、選択された回転数（回転数指令値 N_{in} ）とポテンシオメータ 24 により検出されたガバナレバー 21 の変位量に相当する制御回転数 N_θ とを比較する。そして、図 8 に示す手順にしたがって両者が一致するようにパルスモータ 23 を制御する。

図 8 において、まずステップ S21 で回転数指令値 N_{in} と制御回転数 N_θ とをそれぞれ読み込み、ステップ S22 に進む。ステップ S22 では、 $N_\theta - N_{in}$ の結果を回転数差 A としてメモリに格納し、ステップ S23 において、予め定めた基準回転数差 K を用いて、 $|A| \geq K$ か否かを判定する。肯定されるとステップ S24 に進み、回転数差 $A > 0$ か否かを判定し、 $A > 0$ ならば制御回転数 N_θ が回転数指令値 N_{in} よりも大きい、つまり制御回転数が目標回転数よりも高いから、エンジン回転数を下げるためステップ S25 でモータ逆転を指令する信号をパルスモータ 23 に出力する。これによりパルスモータ 23 が逆転しエンジン回転数が低下する。

一方、 $A \leq 0$ ならば制御回転数 N_θ が回転数指令値 N_{in} よりも小さい、つまり制御回転数が目標回転数よりも低いから、エンジン回転数を上げるためステップ S26 でモータ正転を指令する信号を出力する。これにより、パルスモータ 23 が正転し、エンジン回転数が上昇する。ステップ S23 が否定されるとステップ S27 に進んでモータ停止信号を出力し、これによりエンジン回転数が一定値に保持される。ステップ S25～S27 を実行すると始めに戻る。

次に、本実施の形態に係わる制御装置の特徴的な動作について説明する。

車両走行開始時には、ブレーキスイッチ 32 を走行位置に操作し、前後進切換弁 13 を前進または後進位置に切り換える。この状態で、例えば燃料レバー 34 をアイドル位置に操作するとともに、駆動力を最大に発揮するために走行ペダル 14a を最大操作すると、油圧ポンプ 10 からの圧油により走行モータ 5 が駆動され、車両が走行を開始する。このとき走行ペダル 14a による目標回転数 N_t は燃料レバー 34 による目標回転数 N_x よりも大きいので、選択部 63 は回転数指

令値 N_{in} として目標回転数 N_t を選択し、図 8 の手順にしたがい実際の回転数が回転数指令値 N_{in} に一致するようにガバナレバー位置を制御する。これによりガバナレバー 21 が大きく変位し、図 9 (a) に破線で示すように制御回転数 N_θ が増加する。

制御回転数 N_θ が増加すると実際のエンジン回転数 N_r も増加するが、エンジン実回転数 N_r が制御回転数 N_θ に達するまでにはタイムラグがあるため、このタイムラグの間は偏差 ΔN は負となる。この場合のエンジン出力トルク T は図 9 (b) に示すとおりであり、この特性は図 4 の特性から導かれる。

車両走行時において、選択部 52 は目標入力トルク T_2 を選択する。したがって、トルク制御部 40A は補正トルク演算部 45 の特性に基づいてスピードセンシングを行う。走行ペダル 14a の操作開始直後は偏差 $|\Delta N|$ が所定値 N_2 より大きいため、補正トルク演算部 45 は負の補正トルク ΔT_2 を演算する。したがって図 9 (b) に示すように走行開始時の入力トルク T_2 は出力トルク T よりも小さくなり、エンジンストールを回避することができる。

エンジン実回転数 N_r が上昇して偏差 $|\Delta N|$ が減少すると、それに伴い負の補正トルク ΔT_2 は減少し、偏差 $|\Delta N|$ が所定値 N_2 以下になると補正トルク ΔT_2 は 0 になる。このように偏差 $|\Delta N|$ が 0 になる前に補正トルク ΔT を 0 にすることで、入力トルク T_2 を基準トルク T_B 相当まで早期に回復することができ、良好な加速性を得ることができる。なお、図 9 (b) に示すように、入力トルク T_2 が増加する過程で、短期的に入力トルク T_2 が出力トルク T を上回るおそれがあるが、入出力トルクの差 ($T - T_2$) は小さいため、実用上問題ない。なお、上記実施の形態は、車両にかかる負荷が大きくなる場合により効果的であり、走行開始時だけでなく登坂走行時においても同様に動作する。

図 9 (b) の特性 T_{20} は、従来の入力トルク特性、すなわち偏差 ΔN が負の場合に補正トルク ΔT を一律に 0 に保持する場合の特性である。この特性によれば、偏差 ΔN が負の場合に入力トルク T_{20} は基準トルクよりも小さくならない。したがって、出力トルクの小さい排ガス対応のエンジンを用いると、走行開始時の入力トルク T_{20} がエンジン出力トルク T を上回り、エンジンストールを引き起こすおそれがある。

作業時にはブレーキスイッチ 32 を作業位置に操作するとともに、前後進切換弁 13 を中立位置に切り換える。この状態で走行ペダル 14a の操作をやめて燃料レバー 34 を所定量操作すると、回転数制御部 40B の選択部 63 は回転数指令値 N_{in} として燃料レバー 34 による目標回転数 N_x を選択し、実際の回転数が回転数指令値 N_{in} に一致するようにガバナレバー位置を制御する。このときトルク制御部 40A の選択部 52 は目標入力トルク T_1 を選択し、トルク制御部 40A は補正トルク演算部 44 の特性に基づいてスピードセンシングを行う。補正トルク演算部 44 の偏差 ΔN が負のとき補正トルク ΔT も負であるため、図 9 (c) に示すように入力トルク T_1 は出力トルク T よりも常に小さくなる。

本実施の形態によれば以下のような効果を奏することができる。

(1) エンジン実回転数 N_r と制御回転数 N_θ の偏差 ΔN が負で、かつ、偏差 $|\Delta N|$ が所定値 N_2 より大きいときは補正トルク ΔT_2 を負にし、 $|\Delta N|$ が所定値 N_2 以下のときは補正トルク ΔT_2 を 0 にするようにした。これにより排ガス対応のエンジンを用いた場合であっても、走行開始時の入力トルク T_2 を出力トルク T より小さくすることができ、エンジンストールを防止することができるとともに、良好な加速性を確保することができる。

(2) 偏差 ΔN が負で、かつ、偏差 $|\Delta N|$ が所定値 N_2 より大きいときの補正トルク ΔT の傾きを、少なくとも偏差 ΔN が正のときの補正トルク ΔT の傾きより大きくした。これにより、偏差 ΔN が所定値 N_2 に近づいたときに入力トルク T_2 を早期に基準トルク T_{B2} まで回復することができるとともに、偏差 ΔN が正のときのハンチングも防止できる。

(3) 走行と非走行で補正トルク ΔT を算出するための特性を変更し、非走行時には加速性がさほど問題にならないため、偏差 ΔN が負のとき補正トルク ΔT も負になるようにした。これにより、作業時には常に入力トルク T_1 を出力トルク T 以下に抑えることができる。

なお、上記実施の形態では、偏差 ΔN が $N_2 \leq \Delta N \leq 0$ の範囲で補正トルク ΔT_2 を 0 にしたが、偏差 ΔN が負の場合に所定値 N_2 を境にして補正トルク ΔT_2 の傾きを 2 段階に変更するような特性をもつのであれば、補正トルク ΔT_2 を必ずしも 0 にしなくてもよい。

以上では、車両走行時に走行用油圧モータ 5 の加速性を確保する例を示したが、これに限定されず、例えば車両の上部旋回体を旋回させる旋回用油圧モータに適用してもよい。したがって、操作手段も走行ペダル 14 a に限定されない。

産業上の利用の可能性

以上では、建設機械としてホイール式油圧ショベルを例に挙げて説明したが、ホイール式以外の建設機械にも本発明を適用することができる。

請求の範囲

1. 原動機により駆動される可変容量油圧ポンプと、

この油圧ポンプからの吐出油により駆動される油圧アクチュエータと、

前記原動機の実回転数を検出する回転数検出手段とを有する建設機械における制御装置において、

前記操作手段の操作量に応じて前記原動機の回転数を制御する原動機制御手段と、

前記回転数検出手段により検出された実回転数と前記操作手段の操作による制御回転数との偏差に応じて前記油圧ポンプの入力トルクを増減する入力トルク制御手段とを備え、

前記入力トルク制御手段は、制御回転数が実回転数より大きく、かつ、その偏差が所定値以上のとき、入力トルクを減少するような制御を行うことを特徴とする建設機械の制御装置。

2. 原動機により駆動される可変容量油圧ポンプと、

この油圧ポンプからの吐出油により駆動される油圧アクチュエータと、

前記原動機の実回転数を検出する回転数検出手段とを有する建設機械における制御装置において、

前記操作手段の操作量に応じて前記原動機の回転数を制御する原動機制御手段と、

前記回転数検出手段により検出された実回転数と前記操作手段の操作による制御回転数との偏差に応じて前記油圧ポンプの入力トルクを増減する入力トルク制御手段とを備え、

前記入力トルク制御手段は、制御回転数が実回転数より大きく、かつ、その偏差が所定値以上のとき、偏差が前記所定値未満のときより入力トルクを大きく減少するような制御を行うことを特徴とする建設機械の制御装置。

3. 請求の範囲第1項または第2項に記載の建設機械の制御装置において、

前記入力トルク制御手段は、制御回転数が実回転数より大きく、かつ、その偏差が前記所定値未満のときには、入力トルクの増減量を 0 にする。

4. 請求の範囲第 1 項～第 3 項のいずれか 1 項に記載の建設機械の制御装置において、

前記入力トルク制御手段は、制御回転数が実回転数より小さいとき、その偏差の増加に伴い入力トルクを増加するような制御を行い、

制御回転数が実回転数より大きく、かつ、その偏差が前記所定値以上のときの入力トルクの変化率を、制御回転数が実回転数より小さいときの入力トルクの変化率よりも大きくする。

5. 請求の範囲第 1 項～第 4 項のいずれか 1 項に記載の建設機械の制御装置において、

前記油圧アクチュエータは、走行用油圧モータであり、前記操作手段は走行ペダルである。

6. 請求の範囲第 5 項に記載の建設機械の制御装置において、

走行、非走行を検出する走行検出手段を備え、

前記入力トルク制御手段は、制御回転数が実回転数より大きいときに前記走行検出手段により非走行が検出されると、走行が検出されたときよりも入力トルクを大きく減少する。

7. 原動機により駆動される可変容量油圧ポンプと、

この油圧ポンプからの吐出油により駆動される油圧アクチュエータと、

前記原動機の実回転数を検出する回転数検出手段と、

請求の範囲第 1 項～第 6 項に記載の制御装置とを備えるホイール式油圧ショベル。

8. 原動機により駆動される可変容量油圧ポンプと、この油圧ポンプからの吐

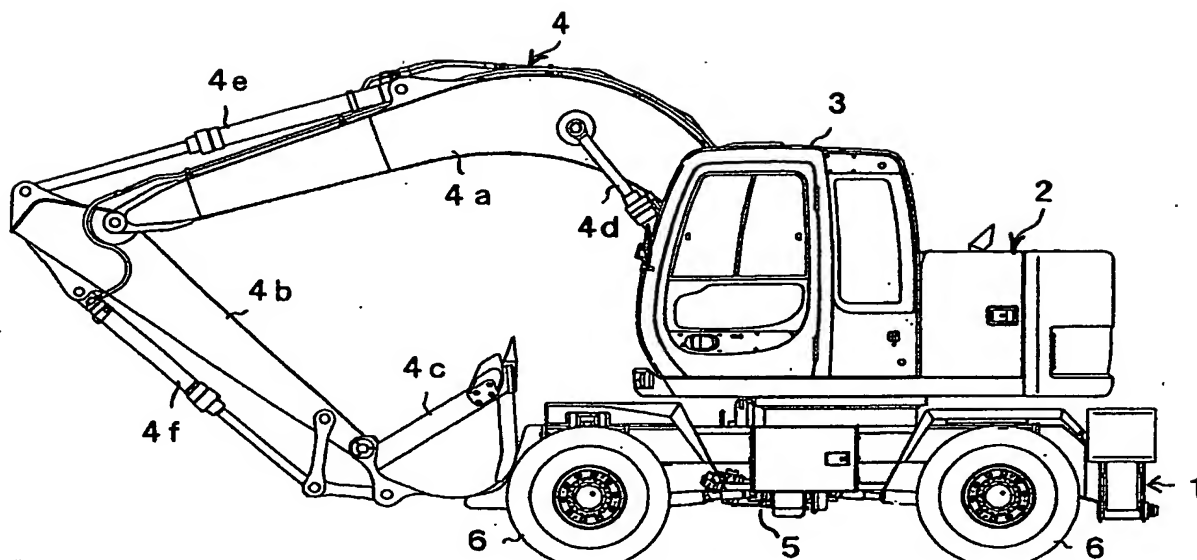
出油により駆動される油圧アクチュエータとを少なくとも有する油圧回路により入力される入力トルク演算方法は、

前記原動機の制御回転数と実回転数の偏差に応じた基準トルクを演算し、

制御回転数が実回転数よりも大きく、かつ、その偏差が所定値以下のときには補正トルクを0にし、偏差が前記所定値以上のときは補正トルクを負の値とし、

この補正トルクに前記基準トルクを加算して入力トルクを演算する。

FIG.1



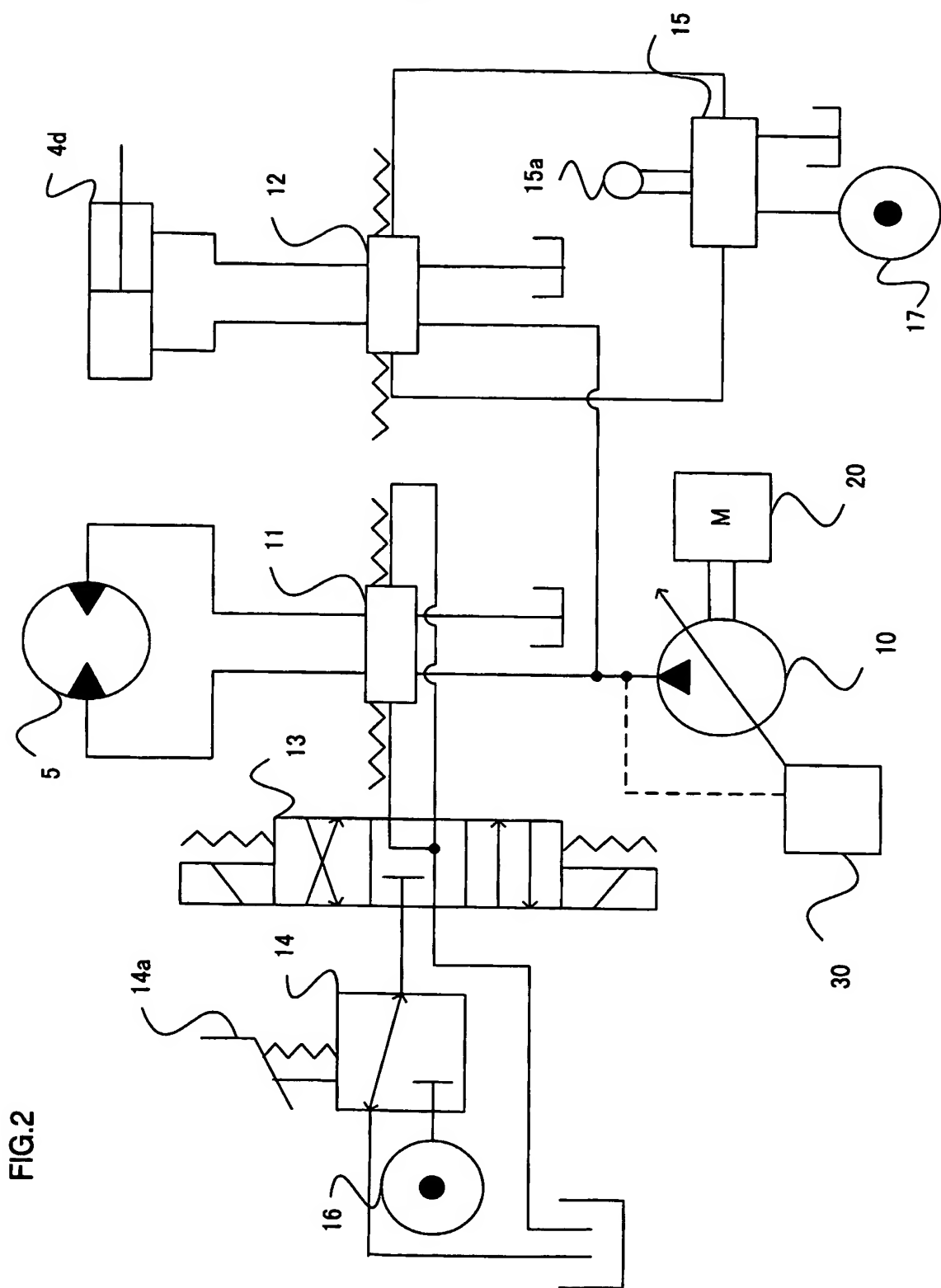


FIG. 2

FIG.3

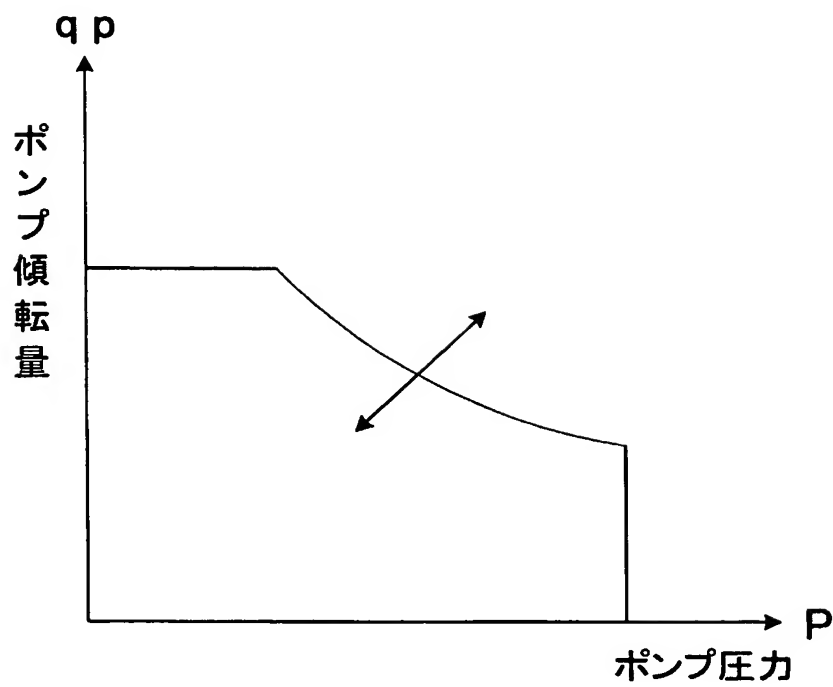


FIG.4

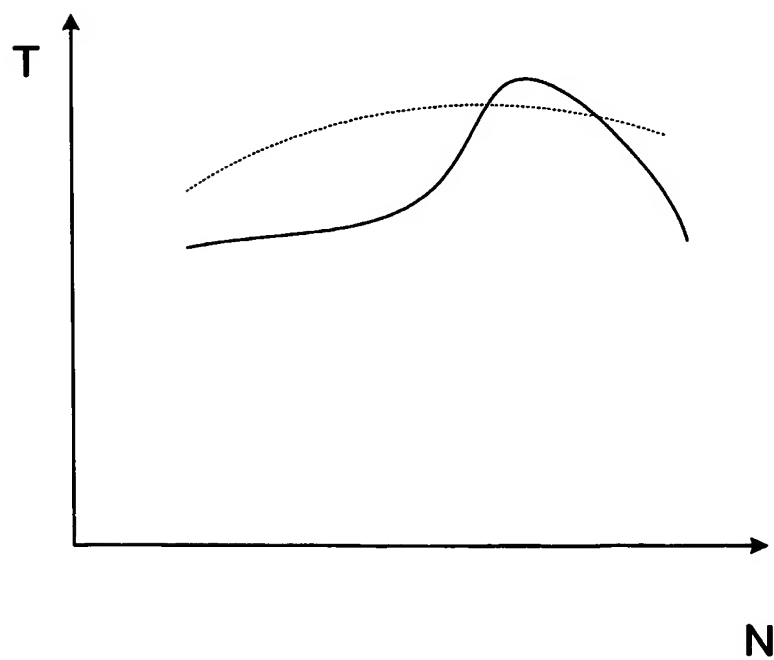
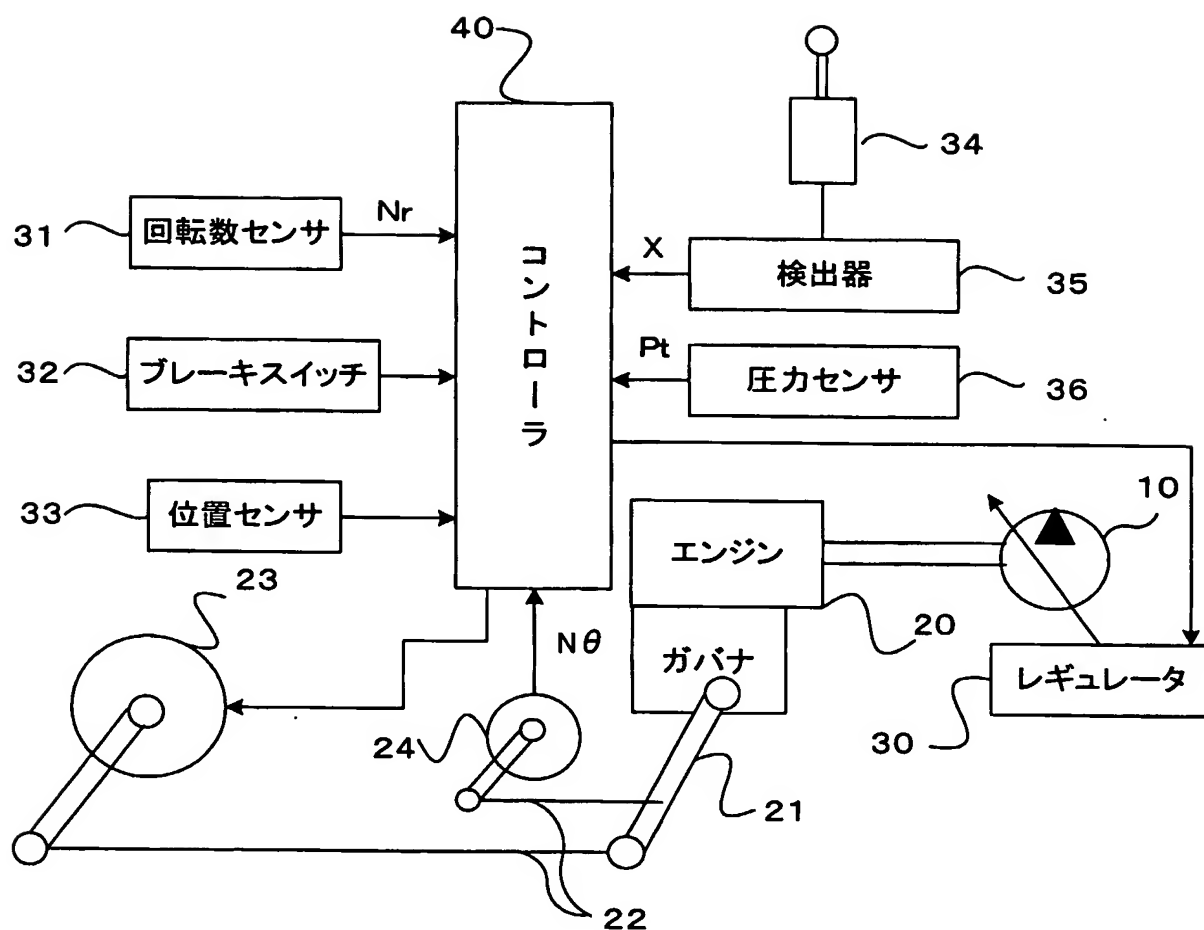
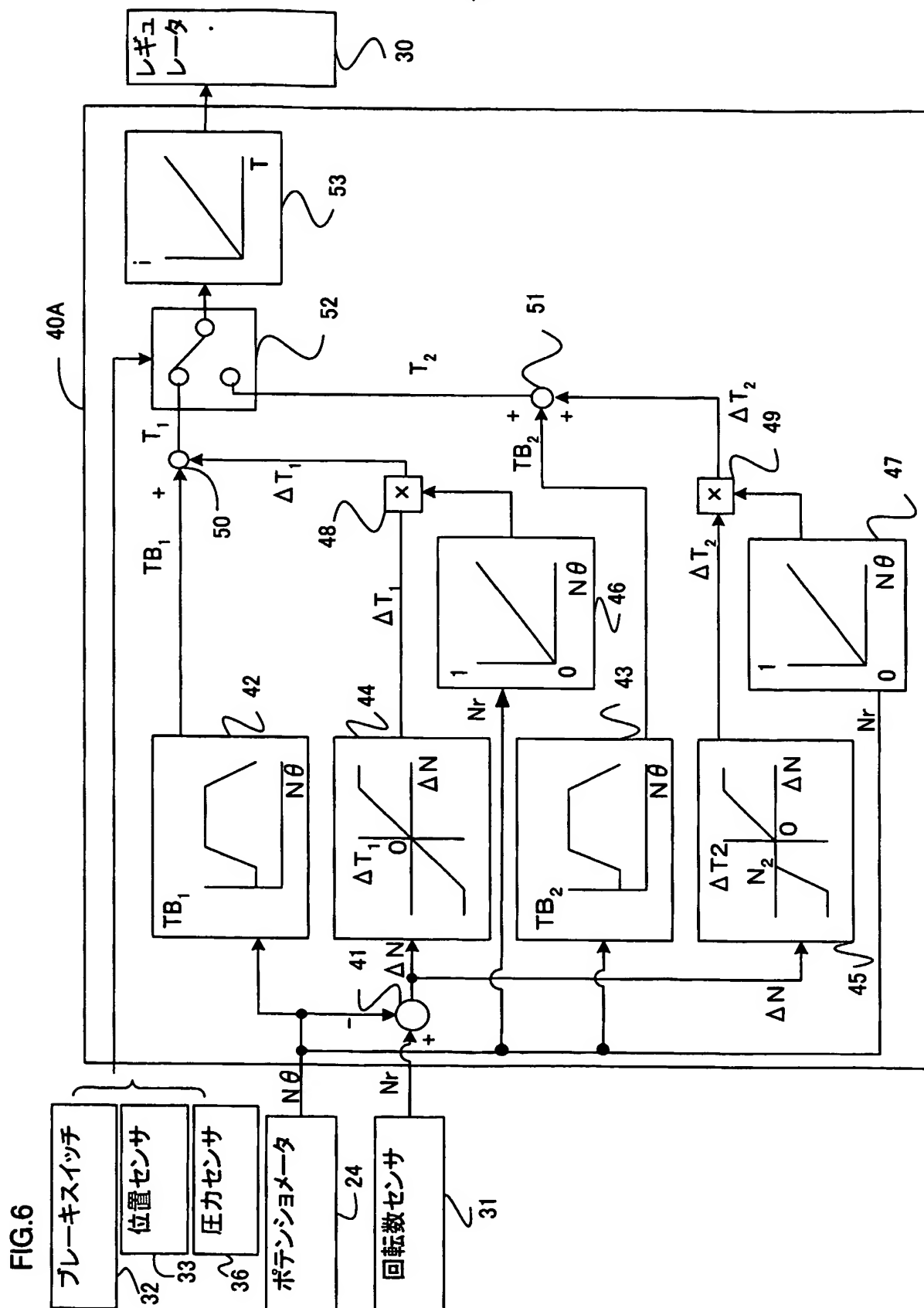


FIG.5



5/8



6/8

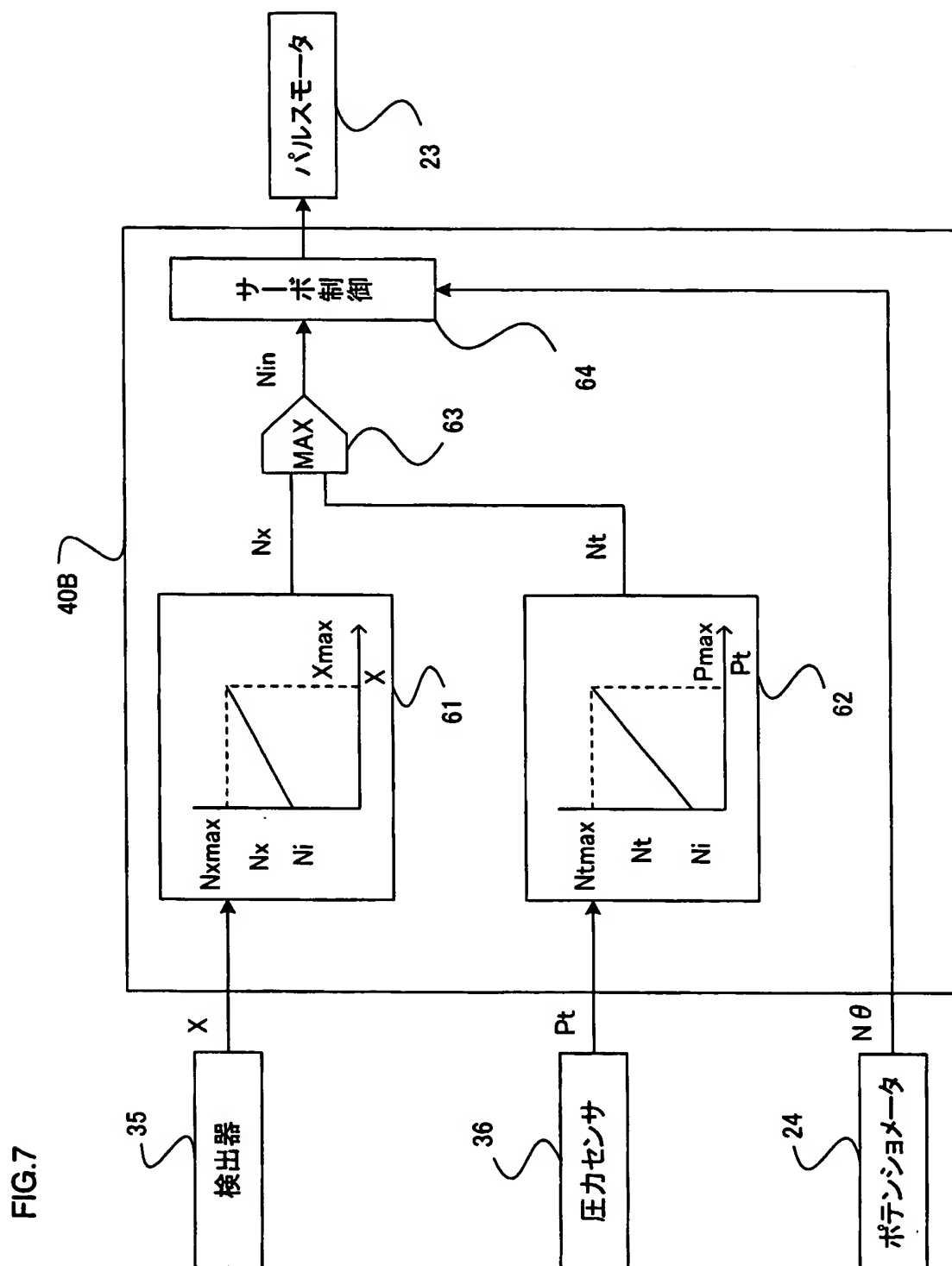


FIG.8

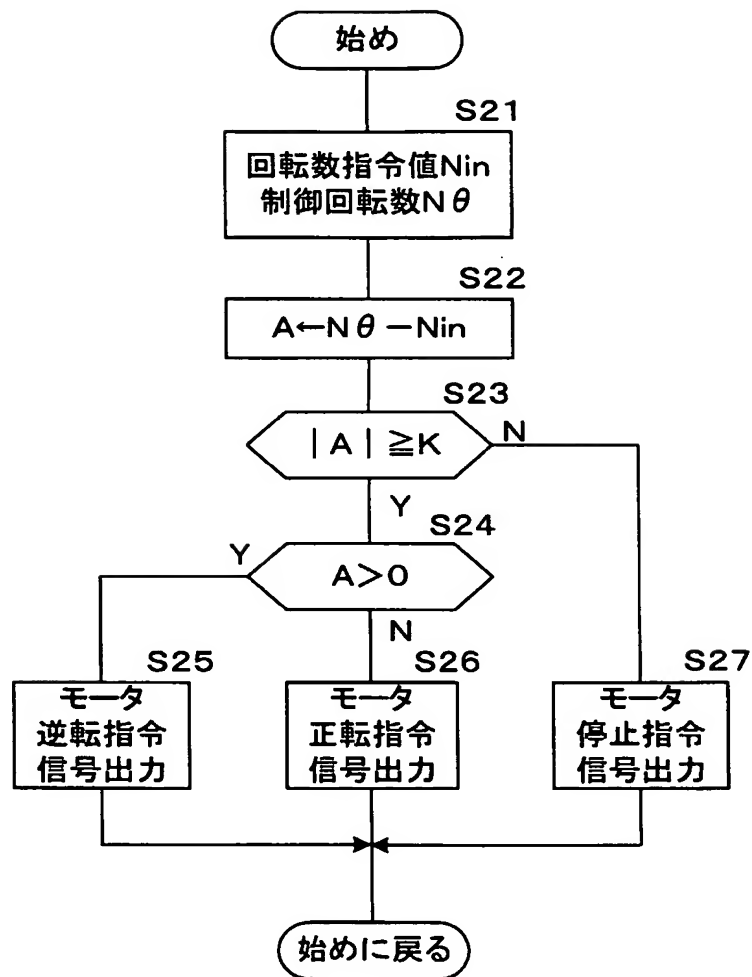
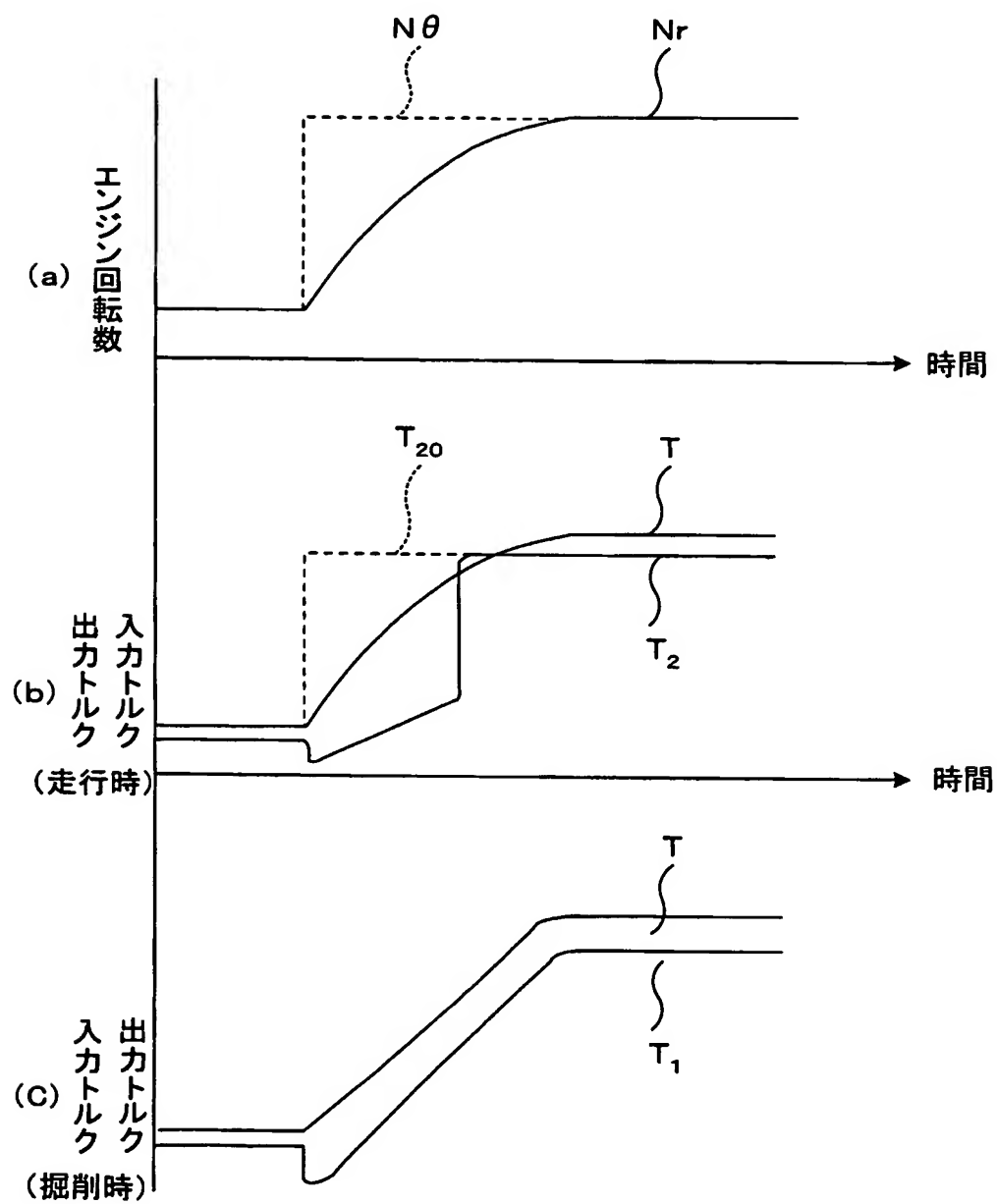


FIG.9



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP02/09967

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

Int.Cl⁷ F04B49/06, F02D29/04

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)

Int.Cl⁷ F04B49/06, F02D29/04

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Jitsuyo Shinan Koho	1926-1996	Toroku Jitsuyo Shinan Koho	1994-2002
Kokai Jitsuyo Shinan Koho	1971-2002	Jitsuyo Shinan Toroku Koho	1996-2002

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
X Y	JP 2633095 B2 (Hitachi Construction Machinery Co., Ltd.), 23 July, 1997 (23.07.97), Full text; all drawings (Family: none)	1, 3-5, 7, 8 2, 6
Y	JP 63-18035 B2 (The Japan Steel Works, Ltd.), 15 April, 1988 (15.04.88), Full text; all drawings (Family: none)	2
Y	JP 3241062 B2 (Hitachi Construction Machinery Co., Ltd.), 25 December, 2001 (25.12.01), Full text; all drawings (Family: none)	6

☐ Further documents are listed in the continuation of Box C.

☐ See patent family annex.

* Special categories of cited documents:

"A" document defining the general state of the art which is not

considered to be of particular relevance

"E" earlier document but published on or after the international filing date

"L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)

"O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means

"P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed

"T" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention

"X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone

"Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art

"&" document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search

25 October, 2002 (25.10.02)

Date of mailing of the international search report

05 November, 2002 (05.11.02)

Name and mailing address of the ISA/
Japanese Patent Office

Authorized officer

Facsimile No.

Telephone No.

A. 発明の属する分野の分類 (国際特許分類 (IPC))

Int. Cl.⁷ F04B 49/06, F02D 29/04

B. 調査を行った分野

調査を行った最小限資料 (国際特許分類 (IPC))

Int. Cl.⁷ F04B 49/06, F02D 29/04

最小限資料以外の資料で調査を行った分野に含まれるもの

日本国実用新案公報 1926-1996
 日本国公開実用新案公報 1971-2002
 日本国登録実用新案公報 1994-2002
 日本国実用新案登録公報 1996-2002

国際調査で使用した電子データベース (データベースの名称、調査に使用した用語)

C. 関連すると認められる文献

引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求の範囲の番号
X	JP 2633095 B2 (日立建機株式会社)	1, 3-5, 7, 8
Y	1997. 07. 23 全文、全図 (ファミリーなし)	2, 6
Y	JP 63-18035 B2 (株式会社日本製鋼所)	2
Y	1988. 04. 15 全文、全図 (ファミリーなし) JP 3241062 B2 (日立建機株式会社)	6
	2001. 12. 25 全文、全図 (ファミリーなし)	

☐ C欄の続きにも文献が列挙されている。☐ パテントファミリーに関する別紙を参照。

* 引用文献のカテゴリー

「A」 特に関連のある文献ではなく、一般的技術水準を示すもの
 「E」 国際出願日前の出願または特許であるが、国際出願日以後に公表されたもの
 「L」 優先権主張に疑義を提起する文献又は他の文献の発行日若しくは他の特別な理由を確立するために引用する文献 (理由を付す)
 「O」 口頭による開示、使用、展示等に言及する文献
 「P」 国際出願日前で、かつ優先権の主張の基礎となる出願

の日の後に公表された文献

「T」 国際出願日又は優先日後に公表された文献であって出願と矛盾するものではなく、発明の原理又は理論の理解のために引用するもの
 「X」 特に関連のある文献であって、当該文献のみで発明の新規性又は進歩性がないと考えられるもの
 「Y」 特に関連のある文献であって、当該文献と他の1以上の文献との、当業者にとって自明である組合せによって進歩性がないと考えられるもの
 「&」 同一パテントファミリー文献

国際調査を完了した日

25. 10. 02

国際調査報告の発送日

05.11.02

国際調査機関の名称及びあて先

日本国特許庁 (ISA/J P)
 郵便番号 100-8915
 東京都千代田区霞が関三丁目4番3号

特許庁審査官 (権限のある職員)

藤井眞吾



3T

9717

電話番号 03-3581-1101 内線 3393